

COGENERACIÓN CON CICLO COMBINADO

A. Fushimi⁽¹⁾, L. Zárate⁽²⁾, M. Moreda⁽³⁾, M. Hall⁽³⁾, M. Gomez⁽³⁾

Tycsalp. Calle 45 N° 531 T III 5° D, La Plata, PBA, Tel/Fax: 0221 489 3285. E-mail: tycsalp@gmail.com
Tycsa, Depto. Ingeniería. M.Arbel 3700, 9 de Abril, Pdo E.Echeverría, PBA. Argentina.

RESUMEN: Los sistemas de cogeneración con turbogrupos de gas y calderas de recuperación de una única presión son más eficientes que los sistemas basados en turbinas de vapor, siendo en general buenos sus rendimientos térmicos globales obtenibles. En el presente trabajo se exploran los sistemas de turbogrupos de gas con calderas de recuperación de dos presiones, (alta y baja presión, AP y BP). El vapor de AP se expande hasta las presiones de las corrientes de vapor para usos calóricos, en media presión, (MP) y BP en turbogrupos de vapor de contrapresión o extracciones. Se trata pues de un sistema de cogeneración con ciclo combinado. La generación en BP de la caldera de recuperación (HRSG) se inyecta al distribuidor de vapor de BP, y junto con el precalentador de agua de alimentación de caldera (BFW), contribuyen a aumentar la recuperación de calor de los gases de combustión. Se trata de una solución más sofisticada que en el sistema de una presión cuya aplicabilidad depende del caso específico que se analiza. En el presente trabajo se trata uno de ellos, y se presentan las conclusiones.

Palabras clave: Cogeneración. CHP. Ciclo combinado con cogeneración. URE. Eficiencia de conversión energética.

INTRODUCCIÓN

Si bien la solución relativamente simple de TG + HRSG de una presión de vapor saturado reduce significativamente las irreversibilidades que ocurren en una caldera convencional, no es termodinámicamente todo lo que se puede hacer en pos de la minimización del consumo de los recursos energéticos. Actuar sobre el esquema conceptual del sistema a diseñar permitirá aplicar los conocimientos termodinámicos que van indicando las conveniencias que el analista va implementando en su diseño. Pero este diseño evoluciona hacia soluciones más complejas, cuya conveniencia técnica y económica debe ser investigada adecuadamente, aunque es posible pronosticar que con la criticidad que van adquiriendo los aspectos de la sustentabilidad, en el futuro se deberán recurrir a los sistemas más eficientes, tendiendo a ser cada vez menos limitadas por las consideraciones de viabilidad económico financiera, en nuestro caso penalizadas por fuertes distorsiones tarifarias.

En este contexto, se presentará un esquema “académico” más complejo, pero potencialmente más eficiente por reducción de irreversibilidades, que hemos considerado de interés investigar, a efecto de tener otros puntos de referencia cuya difusión será de utilidad para quienes deban transitar por estos caminos. La correcta evaluación de estos proyectos no puede ser hecha mediante la comparación de sus valores de rendimiento térmico global, necesariamente se debe recurrir a indicadores cualitativos más adecuados y rigurosos, como el rendimiento FI, o el ahorro de recursos (Fushimi, 1993, 1999).

ESQUEMA CONCEPTUAL DEL SISTEMA PROPUESTO

La reducción de irreversibilidades a las que nos referimos, si se propone lograrla, se hace generando vapor de mayores parámetros termodinámicos que los del sistema simple, con los que a partir de los mismos y hasta los de las aplicaciones calóricas de la Planta, haya un margen suficiente para la generación de trabajo en turbinas de vapor (en lo posible sin condensación). Operativamente, mantener la paridad térmica en cada distribuidor de vapor cuyas demandas no son constantes, implica que el caudal de contrapresión debe ser razonablemente menor que el necesario para el distribuidor de vapor para que sus variaciones operativas no lleven a situaciones en que sea necesario ventear excedentes. El déficit debe ser compensado por un by pass (“let down station”, como elemento de flexibilización), lo que resta trabajo producido o sea calidad del sistema. También se puede lograr la necesaria paridad eliminando los eventuales excedentes de alimentación mediante la condensación de los mismos (en cuyo caso la turbina pasaría a ser de condensación con extracciones). Este último sistema puede no ser recomendable desde el punto de vista de la eficiencia real en operación, pero puede ser conveniente en caso de que las demandas de vapor presenten variaciones importantes.

La intervención de los elementos de flexibilización es siempre perjudicial a la eficiencia. Pero estos elementos son imprescindibles puesto que no hay sistemas de automatización capaces de mantener en todo instante la paridad en forma rigurosa. Cada caso debe ser analizado teniendo en cuenta su correspondiente especificidad.

¹ Profesor de la Maestría en Gestión de la Energía (UNLA-CNEA). Director de pasantes Convenio UNLP TYCSA. Miembro titular de la Academia de la Ingeniería de la P.B.A.

² Profesionales Dto. Ingeniería TYC SA.

³ Pasantes

El sistema de cogeneración de una planta industrial (ficticia) que nos proponemos estudiar tiene las siguientes demandas térmicas: (Se adoptan los valores de un ejemplo desarrollado en otro trabajo, Fushimi et al, 2008)

Vapor de MP (Media presión, 8 bar saturado)	7500 kg/h = 2.08 kg/s
Vapor de BP (Baja presión, 3.5 bar, saturado)	50000 kg/h = 13.89 kg/s
Condensado retornado:	90°C
Make up	20°C
Generación eléctrica:	Lo que sea posible generar acorde al sistema que se proponga, neto a exportar.
Combustible a utilizar:	Gas natural por redes, 15 bar de presión, 8400 kcal/m ³ de PCI.

En un sistema de una presión, si el vapor de más alta presión requerido por el usuario de calor es de 170°C que corresponde a vapor saturado de 8 bar, si se supone que los gases de escape de la TG están a 500°C de temperatura, el diferencial máximo es del orden de 330°C que genera irreversibilidades de consideración, existiendo la posibilidad de poder generar vapor de alta presión (AP), 42 a 64 bar (600 a 900 psi), 420 a 490°C. Este vapor, cuya exergía es mayor a la del vapor saturado de MP o BP para usos calóricos de la Planta, puede ser expandido en dos turbinas de contrapresión AP a MP y AP a BP, constituyendo estas turbinas (TV) la fuente principal del suministro de vapor, generando marginalmente la electricidad que los turbogrupos de vapor puedan transferir al exterior del sistema. Dado que previsiblemente la potencia de las TV será del orden de 5 MW, se ha optado como parámetros de esta unidad, (unidad chica), vapor sobrecalentado de 40 bar, 440°C.

Ambas corrientes salientes de las TV (contrapresión de MP y contrapresión de BP) son sobrecalentados, por lo que deberán pasar por desobrecalentadores, en la que su caudal es aumentado por el aporte de agua en estos aparatos, y alimentan los distribuidores de vapor saturado de MP y BP.

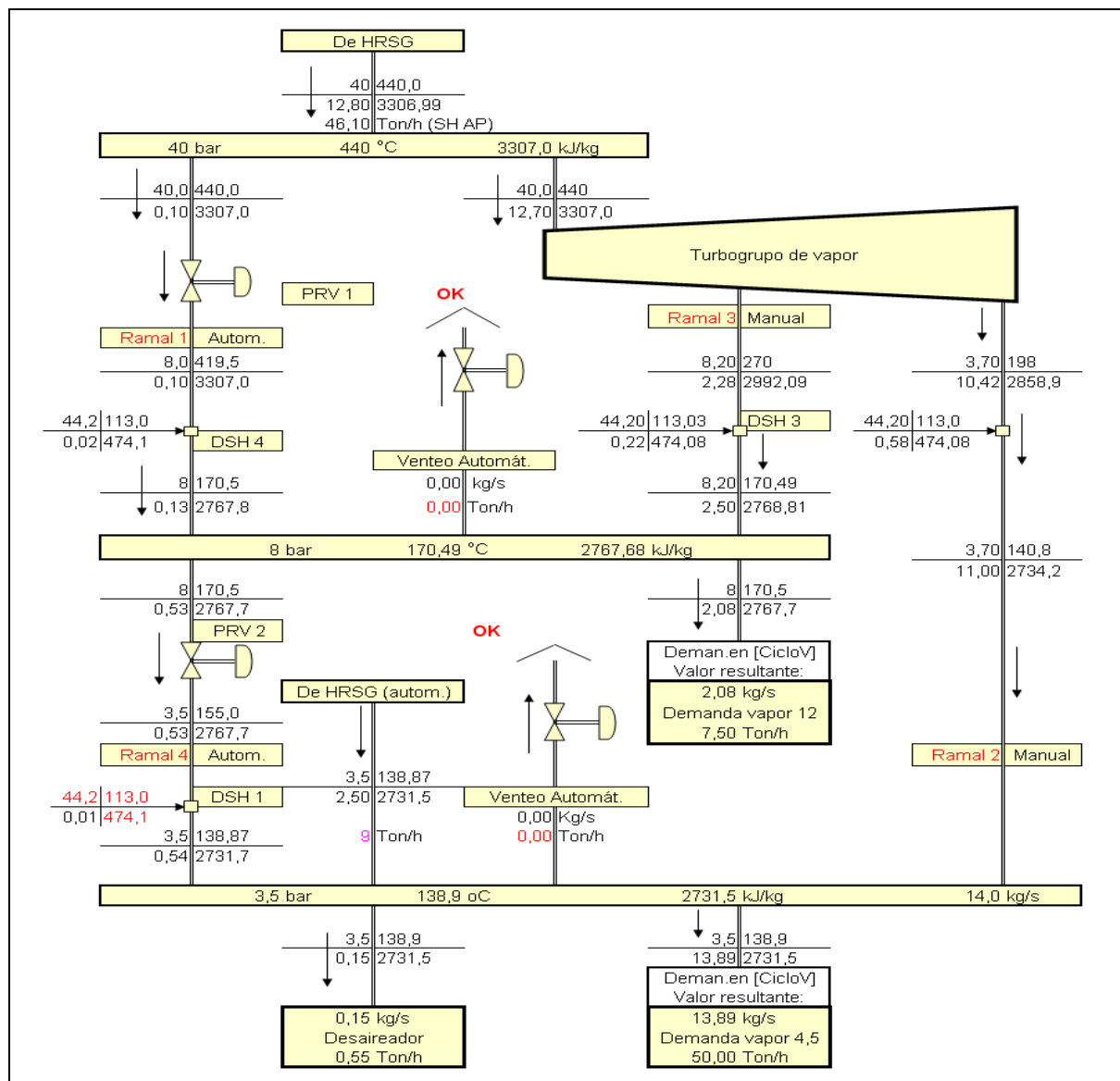


Figura1: Diagrama de distribución de vapor a la TV y las utilidades calóricas (Las dos turbinas de contrapresión han sido dibujadas como una única máquina de contrapresión con una extracción)

En el esquema conceptual del sistema que presentamos, hemos supuesto que ambos caudales de contrapresión de los turbogrupos AP / MP, y AP / BP, se ajustan manualmente según el estado operativo, a valores algo menores a los mínimos que permitan mantener la paridad en los distribuidores de vapor de MP y BP sin aporte por el by pass. El by pass estará operando a caudales lo más bajo posible, aportando el déficit, lo que puede ser realizado mediante un automatismo presostático convencional. En caso de que por alguna razón hubiera un exceso de alimentación que el by pass no puede remediar, deberá actuar el venteo, también automatizable con sistemas presostáticos. Este sistema simple de control puede ser sofisticado al nivel que se desee en la ejecución de la ingeniería del proyecto.

El aumento de la presión de generación del vapor en un HRSG, produce una reducción del caudal producible, existiendo posterior a la sección de AP una cantidad apreciable de calor de bajas temperaturas en los gases calientes, que si se enviaran a la chimenea serían eliminados del sistema. Es tecnológicamente posible la generación de vapor de menores parámetros, en el presente caso hemos incluido en el HRSG, a continuación de los paquetes de transferencia térmica de AP, los paquetes de BP (4.5 bar, sin sobrecalentar) inyectando todo el caudal generado al distribuidor de vapor saturado de BP (3.5 bar). Se debe tener siempre en mente que el sistema se hace más complejo y de mayor monto de inversión, y que el incremento del número de paquetes de transferencia del HRSG produce un incremento de la contrapresión de los gases de escape de la turbina de gas, con lo que sus performances sufren una reducción. En HRSGs de ciclos combinados de alta eficiencia, de tres presiones y recalentamiento, el número de paquetes es de 13, en el presente caso es de 6, siendo pues más fácil poder mantener una contrapresión del HRSG menor a 20 mbar, incluido como especificación del equipo. Pero indudablemente este equipo de 2 presiones es considerablemente más costoso que el equipo de 1 presión para el mismo turbogrupo PG 5371 PA cuyo análisis fue presentado en otro trabajo (Fushimi et al., 2008), y que será utilizado como referencia para comparar los resultados del presente trabajo, con los del sistema de una única presión.

El diagrama del sistema descrito se presenta en la Fig. 1, y es parte del diagrama general que se presenta en la Fig. 2.

En el HRSG, la recuperación del calor de bajas temperaturas de los gases de combustión (unos 200°C) requiere de un fluido a calentar suficientemente frío como para poder recibirlo sin recurrir a superficies de transferencia excesivamente grandes, vapor de BP, o agua de alimentación previo al desaireador cuyo calentamiento puede reducir considerablemente el requerimiento de vapor de calefacción del mencionado equipo.

Las pérdidas de carga en cañerías requieren para su determinación, tener el trazado de las mismas con sus accesorios, lo que hace necesario el conocimiento de la ubicación de los equipos (lay out de la instalación), y un estudio mecánico de flexibilidad que asegure que su configuración no ocasione esfuerzos en exceso a las especificadas por los fabricantes del equipamiento, ni tensiones excesivas en la cañería misma por efecto de las dilataciones y contracciones que sufre durante su operación. En consecuencia, para los estudios realizados, se adoptaron valores razonables de pérdidas de carga y energía, los que deberán ser computados con rigurosidad en etapas más avanzadas del Proyecto.

Teniendo en cuenta estas consideraciones, se ha confeccionado un modelo de dos presiones cuyo esquema conceptual se resume en las siguientes características: (Fig. 2)

- a) Los turbogrupos de gas se seleccionan de la base de datos de TGs existentes en el mercado, que tiene los datos técnicos en condiciones ISO obtenidos de la publicación GTW Handbook 2005. Mediante correlaciones genéricas, se obtienen las performances en condiciones locales, adoptadas en: 15°C de temperatura ambiente, 60 m altura sobre el nivel del mar, y 20 mbar de contrapresión de escape.
- b) La generación de vapor en el HRSG incluye una sección de AP que genera vapor sobrecalentado de 41 bar (aprox. 600 psi), 450°C. Está compuesto de los paquetes de transferencia: SH + VAP + ECO.
- c) Se incluye en el HRSG una sección de BP que genera vapor saturado de 4.5 bar (la menor presión entre los requeridos para usos calóricos de la Planta), para alimentar al distribuidor de BP a 3.5 bar.
- d) Un precalentador del agua de alimentación de calderas (BFW), dado que la existencia de mezcla de condensados retornados (50% a 90°C) y make up (50% a 20°C), es un caudal grande a 55°C, o sea un buen receptor de calor de baja temperatura, el que puede ser calentado hasta una temperatura muy próxima a la del desaireador, que ha sido adoptado igual a la de saturación a una presión de 1.5 bar, (111,3°C). Este calentamiento se hace con vapor de BP.
- e) El vapor sobrecalentado de AP se destina a la alimentación de las dos turbinas de vapor de contrapresión que lo expanden hasta MP y BP, que en el dibujo se ha representado como una única turbina con dos salidas de vapor.
- f) Una turbina de contrapresión que expande el vapor de 40/440 a 8.2 bar para abastecer de vapor al distribuidor de MP previo desobrecalentamiento. Dada la escasa incidencia de las pérdidas de carga en los balances, y por razones de simplicidad y lo explicado arriba, sus valores han sido adoptados e incorporados al modelo como parámetros modificables.
- g) Una turbina de contrapresión que expande el vapor de 40/440 a 3.7 bar para abastecer de vapor al distribuidor de BP previo desobrecalentamiento. En el modelo se los ha dibujado como un sólo equipo con dos extracciones, equivalente a dos turbinas de contrapresión, que en la práctica puede ser más conveniente desde el punto de vista de la regulación de las máquinas.

- h) Se ha supuesto que el caudal de cada una de las turbinas puede ser controlado manualmente o por algún sistema de automatización para mantener los balances óptimos, aunque con un margen operativo razonable. En el modelo confeccionado, los caudales de contrapresión se ingresan manualmente, pudiendo observar los faltantes si los hubiera por la compensación que realiza el let down station del ramal correspondiente, o el venteo si hubieran excedentes, en tal caso con las advertencias correspondientes.
- i) El distribuidor de vapor de BP alimentará los usos calóricos de menor temperatura conectados al distribuidor, y el desaireador, recibiendo vapor desde:
- 1) El escape de la turbina de contrapresión a 3.7 bar, previamente desobrecalentado
 - 2) La generación de vapor del HRSG en 4.5 bar, saturado con llegada al distribuidor a 3.5 bar.
 - 3) By pass de compensación desde el distribuidor de MP que aportará los faltantes que pudiera existir, manteniendo el equilibrio del distribuidor de BP.

Para el caso que hubieran excedentes, se ha previsto un venteo, que en una operación adecuada no debería accionar.

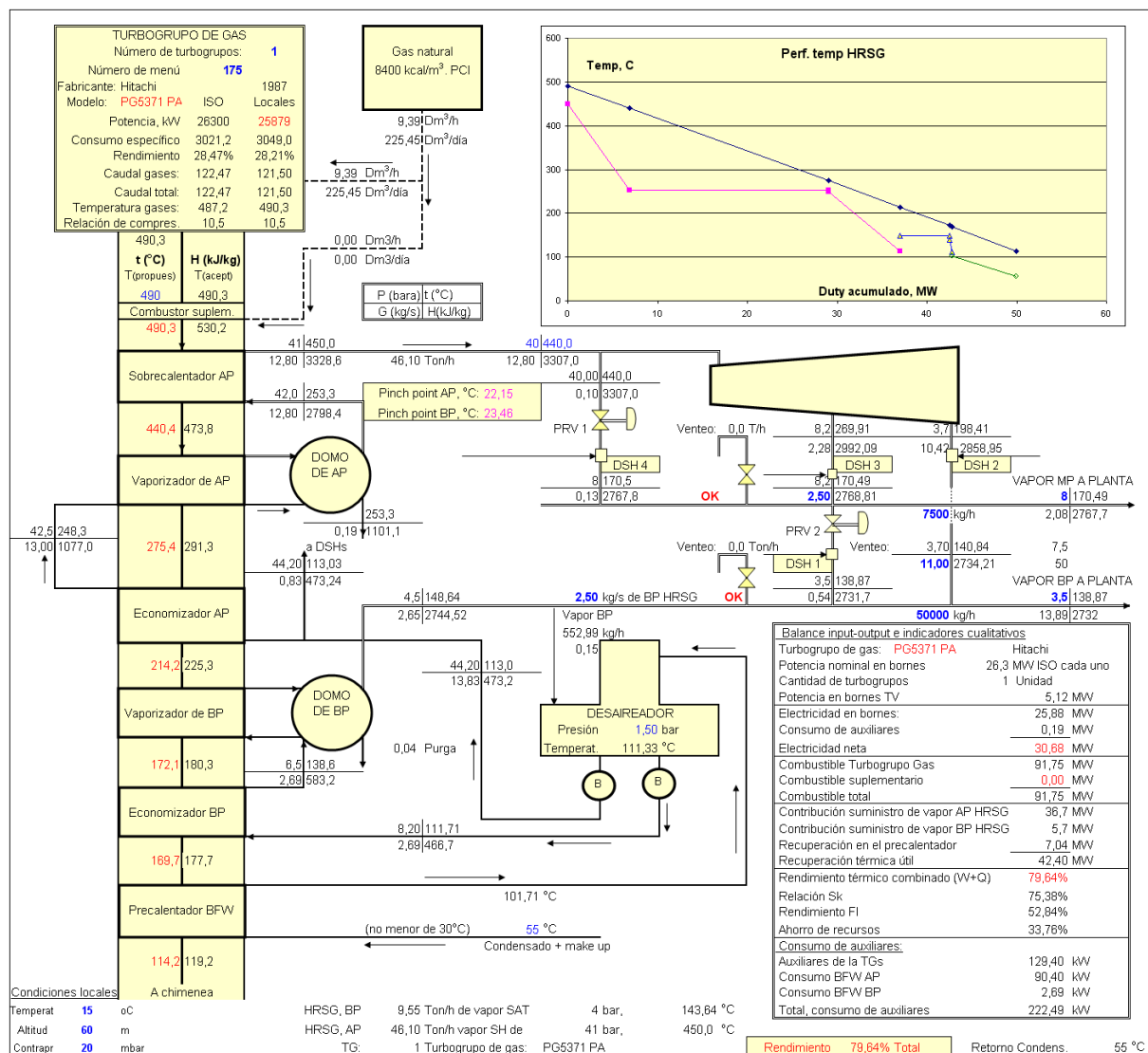


Figura 2: Diagrama térmico del sistema con HRSG de dos presiones y 2 TVs de contrapresión (dibujada como 1 máquina).

- j) El distribuidor de MP alimentará los usos calóricos con vapor de 8 bar, saturado y el let down station como by pass para flexibilizar el balance del distribuidor de vapor de BP, recibiendo vapor desde:
- 1) El escape de la turbina de contrapresión a 8.2 bar previamente desobrecalentado.
 - 2) By pass de compensación desde el distribuidor de AP que aportará los faltantes que pudiera existir, manteniendo el equilibrio en el distribuidor de MP.

Para el caso que hubieran excedentes, se ha previsto un venteo, que en una operación adecuada no debería funcionar.

- k) El condensado de retorno de la Planta se mezcla con el make up y es enviado al último paquete de transferencia del HRSG (Precalentador de BFW indicado en (c)) que lo calienta hasta una temperatura próxima a la de desaireación, con una aproximación de 5°C como margen operativo.
- l) Desde el tanque recibidor de agua desaireada, dos electrobombas lo envían a los economizadores de BP y de AP del HRSG para la generación de las corrientes de vapor de BP y AP. De la corriente de agua de caldera (BFW) de AP, se deriva el caudal necesario para los sobrecalentadores. El resto se envía al conjunto ECO + VAP + SH de AP. Es importante notar que el caudal de agua de sobrecalentamiento se transforma en vapor, reduciendo el requerimiento de caudal de vapor sobrecalentado primario. La otra corriente de BFW es presurizada con una electrobomba de menor presión, y enviada a los paquetes de BP (ECO + VAP) del HRSG para la generación de vapor de BP. Parte de este vapor es utilizado por el desaireador, y el resto como contribución al distribuidor de vapor de BP para satisfacer las demandas de este vapor.
- m) El turbogruppo de gas es el equipo principal del sistema, y sus características técnicas son incorporadas al modelo a través de un número de menú de TGs, lo que permite el análisis para el mismo esquema conceptual, con las unidades que se deseen cuyos datos estén disponibles en la base de datos. Las figuras 2 y 3 se refieren a la PG 5371 PA que se analiza en el presente trabajo para dos presiones con el objetivo de comparar sus performances con las del esquema de una presión analizado en otro trabajo.
- n) Las performances del turbogruppo, dadas en condiciones ISO se corrigen acorde a correlaciones genéricas, por no disponer de correlaciones específicas para cada caso de TG a considerar.
- o) Los gases de escape de la TG se dirigen al HRSG, pudiendo, si fuera necesario, aumentar su temperatura por encima de la de escape de la TG mediante la combustión suplementaria.

A partir de los conceptos mencionados, se construyó el modelo del sistema en hoja de cálculo, cuyo diagrama térmico se presenta en la Fig. 2, corrido para la unidad PG 5371PA. El modelo contiene los cálculos correspondientes a los balances de masa y energía del sistema y cálculos genéricos. Consta de las siguientes hojas:

- TGs: base de datos de turbogruppos de gas existentes en el mercado.
- CicloV: Cálculos del sistema de vapor incluidos los turbogruppos de vapor.
- HRSG: Cálculos de la caldera de recuperación.
- Perform.: Cálculos de potencias, consumos, eficiencias, etc.
- Diagr.: Presenta los resultados en un diagrama acorde al esquema conceptual definido. En esta hoja se introducen los valores de las variables independientes principales del modelo, en celdas desprotegidas, y se tienen los valores del ciclo y sus performances.

El modelo confeccionado es un modelo de diseño, o sea cada caso analizado constituye una solución de diseño, o sea un conjunto de parámetros de diseño básico. No es un modelo de simulación operativa, en los que los parámetros de diseño del sistema se mantienen constantes, y se correlacionan las performances del mismo con los parámetros de operación. La tarea del analista es encontrar el juego de valores de las variables independientes, para los que las performances del sistema sean óptimos para cada una de las alternativas que se desean analizar. Tales juegos de valores determinan para cada alternativa, su “diseño nominal”, cuyos límites de validez pueden ser determinados posteriormente mediante los modelos de simulación.

DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

- 1) Cuando la TG empleada es la PG 5371 PA, el sistema TG + HRSG de una presión puede producir unas 66 Ton/h, bastante más que las demandas calóricas previstas, de aprox. 57.5 Ton/h (Fushimi et al, 2008). Recuperando este excedente de energía se ha logrado con el sistema de dos presiones, a demanda térmica constante, generar unos 5 MW de electricidad mediante turbogruppos de vapor, sin combustión suplementaria. Dicha recuperación puede ser ligeramente mayor si se adoptan mayores presiones y temperaturas del vapor de AP, que en el presente caso por tratarse de una unidad pequeña, se seleccionó de valores relativamente bajos, (aprox. 600 psi), valor típico en instalaciones industriales, lo que puede favorecer la búsqueda de menores costos por tratarse de unidades de mayor demanda. Existen en instalaciones industriales muy grandes, aunque no en nuestro País, presiones de AP de hasta 1500 psi (aprox. 100 bar).
- 2) El rendimiento térmico global del sistema de una presión resultó de 71.9% para la demanda térmica a satisfacer de 57.5 Ton/h, pudiendo llegar a 78.4% si se consiguiera aumentar la demanda térmica a 66 Ton/h. El sistema de dos presiones tiene un rendimiento térmico global de 79.6%, un 7.7 puntos porcentuales más que el sistema de una presión de igual demanda térmica, y 1.2% respecto al ampliado a demanda de vapor de 66 Ton/h. La comparación de las temperaturas de gases de chimenea del HRSG de los respectivos casos, confirma estos resultados.
- 3) Los resultados corresponden al diseño básico del sistema (condiciones nominales) con reducidos márgenes para mantener la paridad térmica o sea con una reducida intervención de los mecanismos de flexibilización previstos. Queda por realizar la verificación de las condiciones operativas de ocurrencia probable a través de la simulación

del modelo, que requiere un modelo diferente al de diseño utilizado en el presente trabajo. Este tema trasciende los alcances de este trabajo, y será motivo de otro que programamos para el futuro.

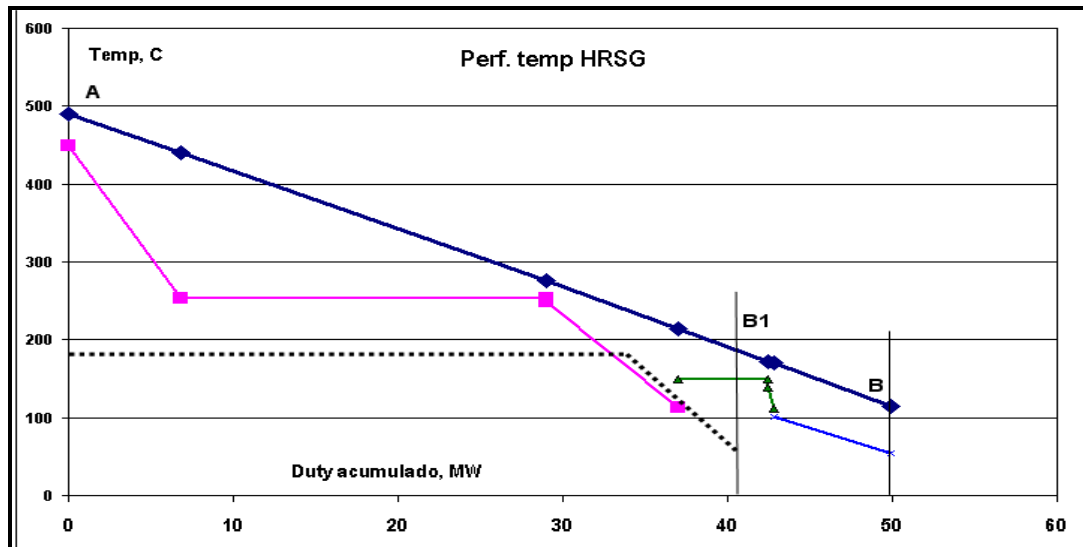


Figura 3: Comparación de los perfiles de temperatura de los sistemas de una y dos presiones

En la Fig. 3 se muestra el perfil de temperaturas del sistema de dos presiones para gases de escape del turbogrupo PG 5371 PA sin combustión suplementaria, que evoluciona según la línea A-B en el sistema de dos presiones, y A-B1 en el sistema de una presión. Tratándose de la misma máquina operando en las mismas condiciones, la línea de enfriamiento de los gases es representada para ambos casos por la línea azul.

El calentamiento del sistema agua (líquido y vapor) está representado en el sistema de dos presiones, por la línea de color rosa la correspondiente a la alta presión (sobrecalentador + vaporizador + economizador), de color verde la baja presión (4,5 bar) (vaporizador + economizador), y celeste (precalentador de condensado retornado + make up). En el sistema de una presión, para vapor saturado de 8 bar, se lo ha representado con línea punteada, la recta horizontal la vaporización, y el tramo inclinado el calentamiento de la fase líquida, economizador + precalentador. Como se observa en la figura 3, la abcisa del punto B1 indica el "duty" total recuperado por los 3 paquetes de transferencia del sistema de 1 presión, de 40,3 MW. Se observa también que el vértice de la línea punteada puede ser desplazado hacia la derecha sin que el mismo llegue a tocar la línea de enfriamiento de los gases. De poderse realizar esto, el límite posible es hasta unos 46,2 MW, o sea unas 66 Ton/h de vapor generado por recuperación de calor en el HRSG.

- 4) Se observa también que la cantidad de vapor generada de AP del sistema de dos presiones es limitada a unos 37 MW, menor que la generación de vapor de MP del sistema de una presión, pero el primero puede aprovechar buena parte del calor que la generación de AP deja disponible, para generar vapor de BP, con lo que el total recuperado por el HRSG llega a 49.9 MW, con una temperatura de chimenea de 114.5°C, con una recuperación entálpica mayor que el sistema de una presión con demanda ampliada a 66 Ton/h. El sistema de dos presiones es pues de mejor calidad que el de una presión para este caso específico (TG PG 5371 PA y demandas térmicas previstas), pero no es una regla general. Se puede asegurar que para un mismo caso, pasar de un HRSG de una presión a otra de dos presiones mejorará la recuperación exergética y entálpica, pero que en tal caso se debe procurar que el sistema haga un uso inteligente de la mayor disponibilidad de exergía transferida al vapor. Es adecuada la adopción de una turbina de contrapresión a pesar de que se trata de una máquina inflexible, opera con una relación "producción de electricidad / caudal de vapor" rígida, haciendo necesario el agregado de un let down station como elemento de flexibilización cuya operación debe procurarse minimizar. La eficiencia energética marginal de la transferencia de la energía del vapor a electricidad en un turbogrupo de contrapresión que opera en condiciones apropiadas es muy elevado, en general es mayor del 90%, siendo conveniente que se traten de unidades grandes, en los que sus eficiencias isoentrópicas, mecánicas y eléctricas sean aceptables. No es aconsejable la instalación de una turbina de condensación, por un lado porque en unidades chicas como las que pueden ser de aplicación en la industria, su eficiencia es mala, típicamente del orden del 20%, y por el otro porque requiere de un condensador con un caudal de agua de refrigeración muy elevado, que además de demandar costos operativos elevados, devuelve condensado de temperaturas menores que los provenientes de las aplicaciones calóricas industriales, lo que, si no puede ser solucionado por una mayor recuperación en el HRSG, debe serlo a través de un mayor consumo de vapor de BP en el desaireador.
- 5) El objetivo del esquema conceptual del sistema de dos presiones que presentamos, es reducir las irreversibilidades de los procesos involucrados, a efecto de aumentar en todo lo posible la transferencia de energía al exterior del sistema en la forma de trabajo mecánico. La principal fuente de irreversibilidades que en los sistemas térmicos se encuentran en la generación de un vector calórico mediante la utilización de la combustión, es la caldera tradicional que produce una masiva degradación de la energía que insume como combustible convencional. El sistema TG + HRSG de una presión transforma parte de la exergía que destruye la caldera, extrayendo electricidad (trabajo

mecánico), reduciendo la temperatura de los gases de combustión a un nivel tal que se reduce la necesidad de la destrucción de exergía en el HRSG en forma considerable.

Pero este nivel exergético de los gases de combustión que ingresan al HRSG es aún así significativamente elevado para la generación de un vector calórico, que en sistemas industriales son típicamente menores de 200°C, quedando la posibilidad de investigar la conveniencia de darle una aplicación útil al mencionado excedente.

La forma de hacerlo, es insertar una máquina térmica que funcione entre los límites de temperaturas disponibles en los gases calientes (línea A-B de la Fig. 3), y líneas de calentamiento del agua para la producción de vapor para los procesos calóricos que lo demandan.

Siendo la temperatura máxima de los gases de 490°C, sería posible adoptar presiones de unos 100 bar (1500 psi), y temperaturas de 450 – 470°C por tratarse de turbinas sin condensación, pero en el presente caso se ha optado por turbinas de vapor de 40 bar, 440°C, debido al reducido tamaño de las mismas. El modelo permite evaluar el sistema para los parámetros que se decidan investigar, como ser los rendimientos isoentrópico y electromecánico de las TV, pérdidas de calor en el HRSG, caudal y temperatura del condensado y make up, purgas de caldera de AP y BP, parámetros y caudales de vapor para aplicaciones calóricas, etc.

La observación del perfil de temperaturas indica claramente la existencia y ubicación de las irreversibilidades térmicas cuya minimización puede ser tecnológicamente factible y económicamente justificable. Indudablemente el esquema tarifario es determinante, y si bien está condicionado por cuestiones políticas que deben apuntar al bien común, deberían necesariamente contemplar la sustentabilidad tanto energética como ambiental.

- 6) La conservación de recursos, que en el caso de una presión y con la máquina PG 5371 PA resultó de 25.9%, para el sistema de dos presiones es:

Generación eléctrica neta del sistema:	30.65 MW = W_{mec}
Generación neta de calor útil del sistema	40.69 MW = Q_{util}
Combustible insumido por el sistema, en PCI	91.75 MW = C^{COG}
Se adoptan las siguientes eficiencias de referencia:	
Eficiencia de la generación eléctrica convencional	35,00% = η_{FIP}
Eficiencia de la generación de vapor convencional	80,00% = η_{FtH}
Relación entre ambas eficiencias;	43,75%
El rendimiento FI es:	

$$\eta_{FI} = \frac{W_{mec} + \frac{\eta_{FIP}}{\eta_{FtH}} \cdot Q_{util}}{C^{COG}} = 52.84\% \quad (1)$$

Y el ahorro de recursos:

$$A_{REC}(\%) = \left(1 - \frac{\eta_{FIP}}{\eta_{FI}} \right) \cdot 100 = 33,8\% \quad (2)$$

Considerando que el ahorro de recursos del sistema de una presión es de 25.9%, la mejora lograda es del 30.5%.

- 7) Si bien una mejora del 30,5 % es sustancial, el ahorro de recursos del 33,8% no parece ser compensatorio de los esfuerzos movilizados, siendo que en las corridas del sistema de una presión se encuentra que el mayor ahorro de recursos ha sido encontrado para la corrida 13 correspondiente a la máquina RB 211 6761 DLE fabricado por Rolls Royce, cuyo rendimiento es de 39%, siendo el ahorro de recursos del sistema implementado con esta unidad, del 40.3%, para las mismas eficiencias de referencia. En la tabla 3 del trabajo del sistema de una presión (Fushimi et al, 2008) se observa que en el ordenamiento por ahorros de recursos, le sigue a la mencionada, el sistema con la unidad LM 6000 PC de la GE, con un ahorro de 39.6%, que admite una mejora aumentando la demanda de vapor (como con la unidad PG 5371 PA) hasta 41,1% de ahorro. El rendimiento eléctrico de esta máquina es de 41,4%, bastante mejor que la RB 211, aunque con una temperatura de gases menor. Se concluye pues que el rendimiento de la turbina de gas tiene una fuerte influencia en el ahorro de recursos, aunque también debe ser tenida en cuenta la temperatura de los gases, especialmente si se requiere generar vapor de parámetros altos como típicamente sucede en los sistemas de cogeneración de dos presiones.

Cabe también aclarar que el ahorro de recursos depende de los rendimientos de los procesos no integrados de referencia a través de la relación η_{FIP} / η_{FtH} . Primariamente, la recuperación de electricidad es prioritaria. Pero si el rendimiento [FtH] fuera muy bajo como sucede en calefactores de tiro balanceado, la relación η_{FIP} / η_{FtH} que es el factor de valorización del calor utilizado con relación a la electricidad neta generada aumenta. Con él, se incrementa la incidencia de la recuperación de calor útil en el ahorro de recursos haciendo más valiosa la recuperación de calor. Dada la escasa transportabilidad del calor, para que el calor recuperado sea útil, la distancia al usuario debe ser suficientemente corta.

- 8) La baja calidad del sistema que se ha obtenido con la unidad PG 5371 PA es atribuible a las irreversibilidades de la unidad. Si bien se han hecho los esfuerzos para tratar de mejorar la calidad del sistema, el punto de partida (rendimiento del turbogruppo del 28.1% “on site”), es tan bajo que un sistema de una presión con un turbogruppo eficiente puede superarlo con un margen considerable:

Ahorro de recursos del sistema de 1 presión con TG RB 211 6761 DEL: 40.3%

Ahorro de recursos del sistema de 2 presiones con PG 5371 PA: 33.8%

Pero el rendimiento de la TG del primer caso es del 39%, y el del segundo es del 28.1%.

La unidad PG 5371 tiene como aspectos favorables, que se trata de una unidad tipo “heavy duty”, tradicional de grandes dimensiones y peso, gran confiabilidad, baja relación de compresión (10,5 bar que permite la alimentación de combustible sin necesidad de recompresores booster, lo que no es posible con las unidades RB 211 de 21 o LM 6000 de 29, ambas del tipo aeroderivadas).

CONCLUSIONES

- a) Lo comentado en el punto (5) anterior constituye la principal ventaja del segundo sistema, puesto que conseguir una mejor eficiencia mediante una mayor producción de calor es más simple y en general no requiere un sistema de dos presiones, ni de turbinas de vapor. Cabe aclarar aquí que la comparación de calidades de sistemas mediante los rendimientos globales es impropia puesto que suma entre los outputs W y Q, vectores cualitativamente heterogéneos y consecuentemente no sumables. Sin embargo, desde el punto de vista real del consumo de recursos, la consideración de que el calor que el sistema de cogeneración produce reemplaza al que el usuario de calor debe producir a través de una degradación masiva de la energía a partir de un recurso de elevada calidad, el rendimiento global podría, sin pretender rigurosidad, tener alguna utilidad comparativa.
- b) La eficiencia eléctrica del turbogruppo de gas es de fundamental importancia para obtener eficiencia en un sistema de cogeneración. Su calor de escape depende de su temperatura y caudal, los que varían en forma recíproca la una de la otra. Si su temperatura es elevada, su caudal, esto es su capacidad calórica es reducida, y viceversa, lo que se observa en el perfil de temperaturas como una línea más empinada. Equipos con estas características resultan adecuadas cuando existe una demanda térmica de temperaturas elevadas acompañada de una reducida de bajas temperaturas. Ambas demandas podrían ser mejor acompañadas a la curva de enfriamiento de los gases calientes sin necesidad de aumentar el número de presiones del HRSG. Esta búsqueda de mejor acompañamiento de las curvas de calentamiento del sistema agua-vapor al de enfriamiento de los gases con un HRSG simple, en lo posible de una presión, combinado con una buena eficiencia de la generación del turbogruppo de gas, constituyen las acciones con que el analista debería comenzar.
- c) La especificidad de cada caso a resolver debe ser tenido muy en cuenta en el diseño de cada sistema. Consideramos imprescindible realizar una auditoría energética con su modelo, que será una valiosísima guía para desarrollar el esquema conceptual en forma creativa. A partir de ello, la confección del modelo, si bien trabajoso en casos complejos, no requiere de mayor creatividad. Se comprende pues que contar en el task force para el desarrollo del proyecto, un profesional que conozca las características operativas de los procesos productivos referidos a sus demandas de energía, es imprescindible en la búsqueda de las soluciones “cuasi óptimas” que puedan ser propuestas para la selección final.
- d) Lo desarrollado en el presente trabajo es una parte del diseño (diseño nominal) que consiste en un conjunto de parámetros que lo definen. Pero los sistemas reales raramente operan en condiciones nominales durante todo el tiempo de operación. Esas condiciones, denominadas “off design” deben ser adecuadamente resueltas por el sistema, para lo que es necesario conocer cuáles son esas condiciones off design de ocurrencia probable, y verificar mediante el modelo de simulación operativa que tales condiciones no ocasionan situaciones perjudiciales que deben ser evitadas.

REFERENCIAS

- Fushimi, A. “Cogeneración con turbina de gas, aplicación al calentamiento indirecto de aire para secado de malta”. Tesis de Magister en Ingeniería, UNLP, 1999. <http://sedici.unlp.edu.ar>, Facultad de Ingeniería, Departamento de Mecánica, publicación ARG-UNLP-TPG0000000062, Capítulo 2
- Gas Turbine World, GTW Handbook 2005.
- Fushimi, A., Zárate, L., Moreda, M., Hall, M., Gómez, M.: Análisis de alternativas de sistemas de cogeneración con turbogruppos de gas y calderas de recuperación de una presión.

ABSTRACT

Cogeneration systems with gas turbine (GT) and heat recovery steam generator (HRSG) generating a single pressure steam are more efficient than systems based on steam turbines, being in general good their attainable global thermal efficiency. In this paper, cogeneration systems with gas turbine and a two pressure HRSG are considered, (high and low pressure, AP and BP). The AP superheated steam expands up to the pressures of the steam for caloric uses in medium pressure (MP) and low pressure (BP) in back pressure or condensation with extractions steam turbines. Both streams are saturated with BFW injection and addressed to supply caloric demands. Additional low pressure steam (BP) may be generated by the recovery boiler (HRSG) and together with the boiler feed water (BFW) preheater, they contribute to increase the recovery of heat from the GT exhaust gas. It is therefore a Combined Cycle with Cogeneration, a more sophisticated solution than the system of one pressure HRSG, whose applicability depends on the specific case that is analyzed. Presently work is one of them. Conclusions are presented.

Key words: Cogeneration. CHP. Combined Cycle with Cogeneration. Energy Efficiency.